

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2002-054643

(43)Date of publication of application : 20.02.2002

(51)Int.Cl.

F16C 33/66

F16C 19/16

F16C 33/58

(21)Application number : 2001-160361

(71)Applicant : NTN CORP

(22)Date of filing : 29.05.2001

(72)Inventor : MORI MASATSUGU  
OTA YOSHIMI

(30)Priority

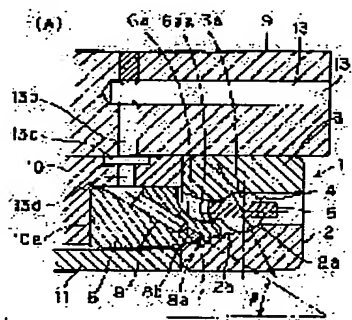
Priority number : 2000162331 Priority date : 31.05.2000 Priority country : JP

## (54) AIR OIL LUBRICATING STRUCTURE OF ROLLING BEARING

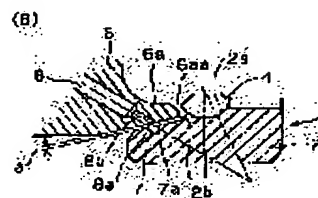
(57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To reduce noise and a carrier air amount, and to prevent variation in bearing temperature due to oil retention with less amount of air.

**SOLUTION:** A slant part 2b connected to rolling surface 2a of an inner ring 2 rolls is provided to an outer diameter surface of the inner ring 2 of the rolling bearing 1, and a nozzle member 6 along the slant part 2b with a gap  $\alpha$  is provided. The slant part 2b of the inner ring 2 is provided with a circumference groove 7. A discharge hole 8 for an air oil opening opposite to the circumference groove 7 is provided. The circumference groove 7 has a V shape in section.



1: 転がり軸受  
2: 内輪  
2a: 転がり面  
2b: 斜面部  
3: 外輪  
4: 転動体  
5: 保持部  
6: ノズル部材  
7: 円周溝  
8: 吐出孔  
9a: 吐出口  
9b: 吐出口  
10: 外輪溝  
13: エアオイル供給路



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision]

BEST AVAILABLE COPY

of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号  
特開2002-54643  
(P2002-54643A)

(43)公開日 平成14年2月20日(2002.2.20)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F 1 6 C 33/66  
19/16  
33/58

F I

F 1 6 C 33/66  
19/16  
33/58

キーワード(参考)

Z 3 J 1 0 1

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願2001-160361(P2001-160361)

(22)出願日 平成13年5月29日(2001.5.29)

(31)優先権主張番号 特願2000-162331(P2000-162331)

(32)優先日 平成12年5月31日(2000.5.31)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000102692

エヌティエヌ株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(72)発明者 森 正継

三重県桑名市大字東方字尾弓田3066 エヌ  
ティエヌ株式会社内

(72)発明者 太田 好美

三重県桑名市大字東方字尾弓田3066 エヌ  
ティエヌ株式会社内

(74)代理人 100086793

弁理士 野田 雅士 (外1名)

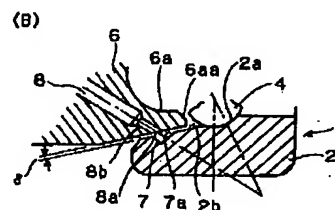
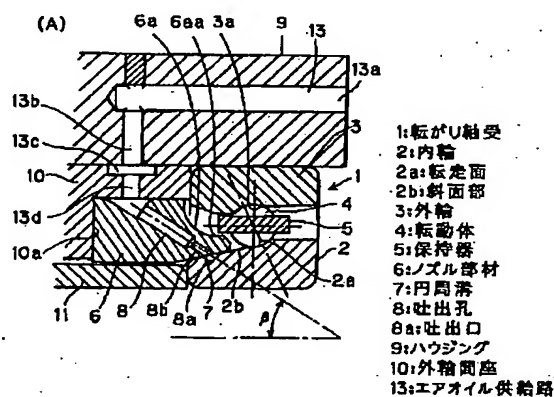
Fターム(参考) 3J101 AA02 AA32 AA42 AA54 AA62  
BA53 CA07 CA08 FA01 FA31  
FA32 GA31

(54)【発明の名称】 転がり軸受のエアオイル潤滑構造

(57)【要約】

【課題】 エアオイル潤滑の転がり軸受において、騒音の低減と、搬送エア量の削減を可能にすると共に、少量エアにおける油の滞留による軸受温度の変動を防止できるものとする。

【解決手段】 転がり軸受1の内輪2の外径面に、この内輪2の転走面2aに続く斜面部2bを設け、この斜面部2bに隙間 $\delta$ を持って沿うノズル部材6を設ける。内輪2の斜面部2bには円周溝7を設ける。ノズル部材6には、円周溝7に対面して開口するエアオイルの吐出孔8を設ける。円周溝7は、断面がV字状の溝とする。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 転がり軸受の内輪の外径面に、この内輪の転走面に続く斜面部を設け、この斜面部に隙間を持って沿うノズル部材を設け、上記内輪の斜面部に円周溝を設け、上記ノズル部材に、上記円周溝に対面して開口するエアオイルの吐出孔を設けた転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

【請求項 2】 上記円周溝は、断面が V 字状の溝である請求項 1 に記載の転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

【請求項 3】 内輪の上記斜面部の傾斜角度を、上記吐出孔から吐出されたエアオイル中の上記斜面部に付着した潤滑油が、内輪の回転による遠心力とオイルの表面張力によって上記転走面へ流れる角度とした請求項 1 または請求項 2 に記載の転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

【請求項 4】 上記転がり軸受がアンギュラ玉軸受である請求項 1 ないし請求項 3 のいずれかに記載の転がり軸受のエアオイル潤滑構造。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、工作機械主軸用の転がり軸受等に適用されるエアオイル給油による潤滑構造に関する。

【0002】

【従来の技術と発明が解決しようとする課題】工作機械の主軸装置は、加工能率を上げるためますます高速化の傾向にある。このため、軸受の潤滑も、搬送エアに潤滑用オイルを混合して、内輪転走面に直接に噴きつけるエアオイル給油が増加しつつある。図 10 は、アンギュラ玉軸受における従来のエアオイル潤滑構造を示したものである。ハウジング 51 の供給口 52 より供給される搬送エアと潤滑油は、外輪間座 53 に設けたエアオイル噴射孔 54 から内輪 55 の転走面 55a に向けて噴射される。噴射孔 54 の孔径は、1.2mm 程度、搬送エアの圧力は約 3 kgf/cm<sup>2</sup> であり、噴射孔 54 の出口部でのエア速度はかなりの高速となっている。高速にする理由は、転動体 56 が公転することで生じる風圧に打ち勝って転走面 55a に潤滑油を到達させるためであり、高速回転になる程、エア速度を速くする必要がある。

【0003】エア速度を速くするには、噴射孔 54 の孔径を小さくする方法と、搬送エア圧力を上昇させる方法が考えられる。しかし、噴射孔 54 の径は、噴射孔口から目標とする転走面 55a までの距離が長いので、小さくすることが出来ず、そのため搬送エア圧力を上昇させて速度を増すしかない。このように噴射孔 54 からエア速度を増すことは、エア量の増加によるエネルギー消費の増加と共に、転動体 56 の公転が及ぼすエア流の遮断・貫通の繰り返しによる騒音（風切り音）の問題が生じる。昨今の環境、省エネ、省資源の観点から、これらの問題の早期対策が望まれている。このように、工作機械主軸用軸受の高速化要求に対して、利用が増えつつある

エアオイル潤滑の騒音の低減と省エネ対策が大きな課題となっている。

【0004】このような課題を解決するものとして、本発明者は、図 11 に示すエアオイル潤滑構造を試みた。このエアオイル潤滑構造は、転がり軸受 61 の内輪 62 の外径面に、この内輪 62 の転走面 62a に続く斜面部 62b を設け、この斜面部 62b に隙間  $\delta$  を持って沿うノズル部材 66 を設ける。このノズル部材 66 に、上記斜面部 62b に対面して開口するエアオイルの吐出溝 67 を円周方向に延びて設け、ノズル部材 66 の吐出溝 67 内に吐出口 68a が開口するエアオイルの吐出孔 68 を設ける。

【0005】このエアオイル潤滑構造によると、搬送エアに混合された潤滑油であるエアオイルは、ノズル部材 66 の吐出孔 68 から吐出され、吐出溝 67 を通って内輪 62 の斜面部 62b とノズル部材 66 間の隙間  $\delta$  に導入される。この隙間  $\delta$  に導入されたエアオイルは、軸受運転時に隙間  $\delta$  で生じる負圧吸引作用によって軸受内部へ導かれ、また斜面部 62b に付着した潤滑油の表面張力と、遠心力の斜面部大径側への分力により、軸受内部の転走面 62a あるいは保持器 65 の内径面へ導かれる。ノズル部材 66 に設けた円周溝状の吐出溝 67 は、吐出されたエアオイルを全周に行き渡らせる機能を持つ。

【0006】このように、内輪 62 の斜面部 62b にエアオイルを供給し、転動体 64 の転走経路へは直接にエアオイルを噴出させないため、転動体 64 の公転による風切り音の発生がなく、騒音が低下する。また、エアの噴射によるオイル供給ではなく、内輪 62 の斜面部 62b に供給されたエアオイルを内輪 62 の回転で軸受内に導くようにしたため、使用するエアは、内輪 62 の斜面部 62b までオイルを搬送する役目で良く、使用量を減らせる。そのため、エア量削減による省エネ効果も期待できる。エア量削減に着目したこれまでの試験の結果、従来潤滑法での必要エア量 30~40 Nl/min (dn 値 210 万回転に際し) に対し、17.5 Nl/min ノエア量で運転可能であり、約半減できることが判明した。

【0007】しかしこのエアオイル潤滑構造では、エア量をさらに少量にすると、吐出孔 68 の吐出エアオイルを全周に行き渡らせるための吐出溝 67 おいて、円周上でエアの流れが不均一となり、吐出される潤滑油の一部が吐出溝 67 に滞留してしまう結果となる。その結果、滞留した潤滑油が周期的に軸受内に流入してしまい、軸受 61 の温度が変動するという問題点がある。

【0008】この発明の目的は、エアオイル潤滑を使用した転がり軸受において、運転中に生じる騒音の低減と、搬送エア量の削減を可能にすると共に、少量エアにおける油の滞留による軸受温度の変動を防止できる潤滑構造を提供することである。

【0009】

【課題を解決するための手段】この発明のエアオイル潤滑構造は、転がり軸受の内輪の外径面に、この内輪の転走面に続く斜面部を設け、この斜面部に隙間を持って沿うノズル部材を設け、上記内輪の斜面部に円周溝を設け、上記ノズル部材に、上記円周溝に対面して開口するエアオイルの吐出孔を設けたものである。この構成によると、搬送エアに混合された潤滑油であるエアオイルは、ノズル部材の吐出孔から内輪の円周溝に吐出され、内輪の斜面部とノズル部材間の隙間から、軸受運転時に生じる負圧吸引作用によって軸受内部へ導かれる。また斜面部に付着した潤滑油の表面張力と、遠心力の斜面部大径側への分力により、軸受内部の転走面あるいは保持器の内径面へ導かれる。この場合に、内輪に設けられた円周溝のため、吐出孔から吐出されるエアオイルを全周に行き渡られる作用が得られ、ノズル部材側は内輪斜面部に沿った凹凸のない面とできる。このため、エアオイルの吐出量が少量となって円周上でのエアの出方が不均一となっても、内輪斜面部に作用する遠心力のため、油の滞留がなく、安定して軸受内に潤滑油が供給できる。このように、転動体の転走経路に直接にエアオイルを噴出せず、風切り音による騒音を低下させると共に、搬送エア量の削減を可能にすると共に、少量エアにおける油の滞留による軸受温度の変動を防止することができる。

【0010】この発明において、上記円周溝は、断面がV字状の溝であっても良い。このように、円周溝を断面V字状とした場合、円周溝の側壁斜面の傾斜角度が内輪の斜面部の傾斜角度よりも大きくなる。そのため、円周溝の側壁斜面に付着した油が、遠心力の作用により確実に内輪斜面部に導かれ、軸受内に潤滑油として流入することになる。

【0011】この発明において、内輪の上記斜面部の傾斜角度を、上記吐出孔から吐出されたエアオイル中の上記斜面部に付着した潤滑油が、内輪の回転による遠心力とオイルの表面張力によって上記転走面へ流れる角度とすることが好ましい。内輪の斜面部の傾斜角度は、軸受サイズ、実用回転数、使用潤滑油によって適宜の値に設定することが好ましく、これにより軸受内部への潤滑油供給がより一層良好に行える。

【0012】この発明において、上記転がり軸受がアンギュラ玉軸受であっても良い。アンギュラ玉軸受は、一般に内輪の外径面の片側部分がステップ面となるため、そのステップ面をエアオイル供給のための斜面部に利用でき、エアオイル供給のために斜面部を特に形成する必要がない。

【0013】

【発明の実施の形態】この発明の第1の実施形態を図1、図2と共に説明する。転がり軸受1は、内輪2と外輪3の転走面2a、3a間に複数の転動体4を介在させ

たものである。転動体4は、例えばボールからなり、保持器5のポケット（図示せず）内に保持される。この転がり軸受1の内輪2の外径面に、転走面2aに続く斜面部2bを設け、この斜面部2bに隙間 $\delta$ を持って沿うノズル部材6を設ける。斜面部2bは、内輪2の幅面から転走面2aに続いて設け、また内輪2の反負荷側（軸受背面側）の外径面に設ける。転がり軸受1がアンギュラ玉軸受である場合、内輪2のステップ面を設ける部分の外径面が上記斜面部2bとされる。

【0014】ノズル部材6は、その先端部6aaを保持器5の内径面と内輪2の外径面の間における転動体4の近傍に位置させる。ノズル部材6は、リング状の部材であって、転がり軸受1に軸方向に隣接して設けられ、側面の内径部から軸方向に伸びる鐔状部6aを有している。この鐔状部6aは、平坦な内径面が内輪2の斜面部2bと同一角度の傾斜面に形成されて、保持器5の直下まで伸び、その先端がノズル部材6の上記先端部6aaとなる。ノズル部材6の鐔状部6aと内輪2の斜面部2bとの間の隙間 $\delta$ は、内輪2と軸との嵌合、および内輪2の温度上昇と遠心力による膨張とを考慮し、運転中に接触しない範囲で出来るだけ小さな寸法に設定される。

【0015】内輪2の斜面部2bには、円周溝7が設けられている。円周溝7は円周方向に延びて環状に形成されており、断面がV字状に形成されている。ノズル部材6は、内輪斜面部2bの円周溝7に対面して吐出孔8aが開口する吐出孔8が設けられている。吐出孔8は、ノズル部材6の円周方向の1か所または複数箇所に設けられている。吐出孔8は、吐出したエアオイルが内輪斜面部2bの円周溝7に直接に吹き付け可能なように、吐出口8aの吐出方向を円周溝7に向け、かつ斜面部2bに対して吐出方向が傾斜角度 $\theta$ を持つように設けられている。断面V字状の円周溝7の転走面2a寄りの側壁斜面7aの軸心に対する傾斜角度は、内輪2の斜面部2bの傾斜角度よりも大きくなる。

【0016】ノズル部材6は、軸受1の外輪3を取付けたハウジング9に取付けられる。ノズル部材6のハウジング9への取付けは、外輪間座10を介して行っても、直接に行っても良い。図1の例は、外輪間座10を介して取付けた例であり、外輪間座10の一側面の内径部に形成した環状の切欠凹部10aに、ノズル部材6を嵌合状態に設けてある。ノズル部材6の軸受外の部分の内径面は、内輪間座11に対して接触しない程度に近接している。なお、ノズル部材6をハウジング9に直接に取付ける場合は、例えば図5に示すように設けられ、ノズル部材6が外輪間座を兼ねるものとなる。

【0017】ノズル部材6の吐出孔8は、その吐出口8aの近傍部8bが一般部よりも小径の絞り孔に形成されている。吐出孔8の入口は、ハウジング9からノズル部材6にわたって設けられたエアオイル供給路13に連通している。エアオイル供給路13は、ハウジング9にエ

アオイル供給口13aを有し、ハウジング9の内面にハウジング部出口13bを有している。ハウジング部出口13bは、外輪間座10の外径面に設けられた環状の連通溝13cに連通し、連通溝13cから、径方向に貫通した個別経路13dを介して、ノズル部材6の各吐出孔8に連通している。エアオイル供給口13aは、圧縮した搬送エアに潤滑油を混合させたエアオイルの供給源(図示せず)に接続されている。

【0018】図2は、図1の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を応用したスピンドル装置の一例を示す。このスピンドル装置は、工作機械に適用されるものであり、主軸15の端部に工具またはワークのチャックが取付けられる。主軸15は、軸方向に離れた複数の転がり軸受1により支持されており、これらの転がり軸受1に、図1の例のエアオイル潤滑構造が採用されている。同図では、転がり軸受1は、一対のものが背面を向き合うように配置されている。各転がり軸受1の内輪2は主軸15の外径面に嵌合し、外輪3はハウジング9の内径面に嵌合している。これら内外輪2、3は、内輪押さえ25および外輪押さえ26により、主軸15およびハウジング9にそれぞれ固定されている。ハウジング9は、内周ハウジング9Aと外周ハウジング9Bの二重構造とされ、内外のハウジング9A、9B間に冷却媒体流路16が形成されている。内周ハウジング9Aは、その一部を図1に示したものであり、上記エアオイル供給路13およびそのエアオイル供給口13aが設けられている。ハウジング9は、支持台17に設置され、ボルト18で固定されている。スピンドル装置に適用する場合、外輪間座10と内輪間座11間の径方向隙間部が、内輪斜面部2bの負圧吸引作用で負圧とならないように、大気開放孔をハウジング9に設けることが好ましい。また、ハウジング9には、内径面における軸受1の設置部近傍にエアオイル排気溝22が設けられ、このエアオイル排気溝22から大気に開放されるエアオイル排気路23が設けられる。

【0019】上記構成のエアオイル潤滑構造の作用を説明する。図1のエアオイル供給口13aより供給されたエアオイルは、ノズル部材6の吐出孔8を経て内輪斜面部2bの円周溝7の側壁斜面7aに噴射される。側壁斜面7aの傾斜角度は、内輪2の斜面部2bよりも大きくなるため、側壁斜面7aに付着した油は、遠心力の作用により、確実に内輪斜面部2bに導かれ、軸受内に潤滑油として流入する。また、供給エア量が少量となって円周上で流れが不均一になった場合においても、内輪斜面部2bとノズル部材6との隙間δで生じる負圧吸引力のために、軸受側に流れ、転動体4または保持器5の内径面に付着し、軸受の潤滑油として機能することができ、このため、少量エアにおける油の滞留が防止され、油の滞留による軸受温度の変動を防止することができる。

【0020】このように、内輪斜面部2bの円周溝7にエアオイルを供給し、転動体4の転走経路へは直接にエアオイルを噴出させないため、転動体4の公転による風切り音の発生がなく、騒音が低下する。また、エアの噴射によるオイル供給ではなく、内輪斜面部2bの円周溝7に供給されたエアオイルを内輪2の回転で軸受1内に導くようにしたため、使用するエアは、内輪2の円周溝7までオイルを搬送する役目で良く、使用量を減らせる。そのためエア量削減による省エネ効果も期待できる。また、吐出孔8の出口部8aが細径である場合、流速が増し、吐出エア温度が下がる。この低温エアが近距離より内輪2に吹き付けられるため、より一層の内輪温度の低減が期待できる。この実施形態の場合、このように、エア量を減じた場合においても少量エアにおける油の滞留による軸受温度の変動を防止できて、運転可能であり、騒音の低減効果と共に、エアオイル量のさらなる削減効果が期待できる。

【0021】図3は、以下の運転条件により、図11に示した提案例のエアオイル潤滑構造による軸受を運転した場合の外輪温度の変化を調べた試験結果を示すグラフである。

#### 運転条件

軸受サイズ… $\phi 100 \times \phi 150 \times$ 幅24

回転数…0→21000rpm (dn値210万)

軸受負荷…2.5kN (定圧)

エアオイル供給…油量 0..03cc/5min 間欠(VG32相当油使用)

エア量 12.5Nl/min

この試験結果から、エア量が15Nl/min以下の少量になると、運転途中で急激な温度変化が周期的に認められた。その温度変化の周期は、供給エア量とオイル量に影響を受けるものである。これらのことから、温度変化の原因は、ノズル部材6の吐出孔8から出た潤滑油の一部が吐出溝7に滞留し、滞留の限界量を超えると、軸受内に吹き出されることで軸受温度の上昇を誘発したものと推察される。

【0022】図4は、上記の場合と同じ運転条件により、この実施形態のエアオイル潤滑構造による軸受を運転した場合の外輪温度の変化を調べた試験結果を示すグラフである。この試験結果から、このエアオイル潤滑構造では、軸受に温度変化の発生がなく、問題なく運転可能であり、さらにエア量を減少させた10Nl/minにおいても問題なく運転できることが確認された。

【0023】図6、図7は、この発明における他の実施形態を示す。この実施形態は、エアオイルの排気の一部を再度利用する経路を設けたものである。図6は、この実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を備えたスピンドル装置を示し、図7はその一部を拡大して示す。図6および図7では、図1および図2の例と対応する部材には同一符号を付して示している。この転がり

軸受のエアオイル潤滑構造は、転がり軸受1を嵌合したハウジング9の内径面に、転がり軸受1へエアオイルを吐出するノズル部材6Aを嵌合させ、上記転がり軸受1に並べて配置された内輪間座11および外輪間座10A間の間隙Gに、上記転がり軸受1側へ流れる空気流を生じさせる空気流発生手段30(図7)を、上記内輪間座11に設けている。ノズル部材6Aは、外輪間座10Aと一体に形成されてノズル間座一体部材40を構成している。なお、ノズル部材6Aは外輪間座10Aと別体としても良い。空気流発生手段30は、内輪間座11の外径面に設けた螺旋溝30A、30Bとされている。両側の螺旋溝30A、30Bは、互いに逆ねじに相当する溝とされている。すなわち、図7において、主軸15が左側のワーク側軸端に向かって左回転する場合、図中の左側の螺旋溝30Aは左ねじ相当の螺旋溝、右側の螺旋溝30Bは右ねじ相当の螺旋溝とされている。なお、これらの螺旋溝30A、30Bは、外輪間座10Aの内径面に設けても良い。

【0024】また、転がり軸受1から排出されるエアオイルの排気路23と、上記内輪間座11と外輪間座10Aの間隙Gとは、排気連通路31によって連通している。この排気連通路31は、ハウジング9に設けられたエアオイル排気路23から上記外輪間座10Aの内周面に貫通して上記エアオイル排気路23と連通する貫通孔として形成されている。すなわち、内輪間座11の外径面における両螺旋溝30A、30Bで挟まれる間座幅中間部には円周方向に延びる環状の円周溝32が設けられ、この円周溝32に対向して排気連通路31の一端開口が配置される。また、外輪間座10Aの外径面の間座幅中間部にも円周方向に延びる環状の円周溝33が設けられ、この円周溝33を上記排気連通路31が貫通している。

【0025】転がり軸受1はハウジング9の軸方向に離れて一対設けられ、ノズル部材6Aは両側の転がり軸受1、1の対向側に隣接して、各転がり軸受1に対して設けられている。内輪間座11および外輪間座10Aは、両側の転がり軸受1、1間に配置されたものである。ノズル部材6Aは、外輪間座10Aと一体に設けられたものであることを除き、上記実施形態のノズル部材6と同じ構成である。この実施形態およびスピンドル装置におけるその他の構成は、図1、図2と共に説明した第1の実施形態およびそのスピンドル装置と同じである。

【0026】この転がり軸受のエアオイル潤滑構造においては、第1の実施形態と同様に、エアオイル供給口13aから供給されたエアオイルが、ノズル部材6の吐出孔8から内輪円周溝7、内輪斜面部2bを経て軸受1の内部に流入する。軸受1の潤滑に供されたエアオイルは、各軸受1の両端側に位置して上記エアオイル排気路23に連通するエアオイル排気溝22に流入し、一部はエアオイル排気路23の排気孔23aにより外部に排出

される。また、内輪間座11の外径面の螺旋溝30A、30Bの回転に伴う空気流が、間座幅の中間部から左右両側の軸受1、1に向けて生じるため、排気連通路31のエアオイル排気路23側と、内周溝32との間に圧力差(円周溝32側<エアオイル排気路23側)が発生する。これにより、排気溝22からエアオイル排気路23内に流入したエアオイルの一部は、排気連通路31から螺旋溝30A、30Bを経て左右の各軸受1、1内へ流入する。このときのエアオイルはオイルミストの状態にあるため、軸受1の潤滑油として利用でき、エアオイル供給口13aから供給するエア量の削減とオイル量の削減が可能となる。

【0027】図8、図9は、図6、図7と共に前述したエアオイルの排気の一部を再利用する構成を、図11と共に前述したエアオイル潤滑構造を備えたスピンドル装置に応用した提案例を示す。図8、図9において、図6、図7の例に対応する部材には同一符号を付して示している。この提案例は、図8、図9の実施形態において、内輪2の円周溝7を無くし、ノズル部材6Bに、図11の提案例と同じ円周方向に延びる吐出溝67を設けたものである。ノズル部材6Bは、外輪間座10Aと一体のノズル間座一体部材40Bを構成しているが、これらノズル部材6Bと外輪間座10Aとは別体に設けられたものであっても良い。この構成の場合も、軸受1からエアオイル排気路23に流入したエアオイルの一部が排気連通路23および螺旋溝30A、30Bを経て軸受1に再度流入するので、エアオイル供給口13aから供給するエア量の削減とオイル量の削減が可能となる。

【0028】図6、図7の実施形態や、図8、図9の提案例において、エアオイルの排気の一部を再利用する構成は、つぎの提案例としてまとめることができる。この提案例の転がり軸受のエアオイル潤滑構造は、転がり軸受を嵌合したハウジングの内径面に、上記転がり軸受へエアオイルを吐出するノズル部材を嵌合させ、上記転がり軸受に並べて配置された内輪間座および外輪間座間の間隙に、上記転がり軸受側へ流れる空気流を生じさせる空気流発生手段を、上記内輪間座に設けたものである。この提案例において、上記空気流発生手段は、内輪間座の外径面に設けた螺旋溝であっても良い。この提案例において、上記転がり軸受から排出されるエアオイルの排気路と、上記内輪間座と外輪間座間の隙間を連通させる排気連通路を設けても良い。この排気通路は、ハウジングに設けられたエアオイル排気路と、上記外輪間座の内外周面に貫通して上記エアオイル排気路と連通した貫通孔であっても良い。この提案例の上記各構成の場合に、上記転がり軸受を、ハウジングの軸方向に離れて一対設け、上記ノズル部材は両側の転がり軸受の対向側に隣接して、各転がり軸受に対して設け、上記内輪間座および外輪間座は、両側の転がり軸受間に配置されたものであり、上記外輪間座に、内外径面に貫通した貫通孔を設け



ても良い。

【0029】

【発明の効果】この発明の転がり軸受のエアオイル潤滑構造は、転がり軸受の内輪の外径面に、この内輪の転走面に続く斜面部を設け、この斜面部に隙間を持って沿うノズル部材を設け、上記内輪の斜面部に円周溝を設け、このノズル部材に、上記円周溝に対面して開口するエアオイルの吐出孔を設けたため、エアオイル潤滑を使用した転がり軸受において、運転中に生じる騒音の低減と、搬送エア量の削減を可能にすると共に、少量エアにおける油の滞留による軸受温度の変動を防止することができる。上記円周溝を、断面がV字状の溝とした場合は、ノズル部材の吐出孔から噴射されるエアオイルが、遠心力により円周溝の側壁斜面から内輪斜面部に導かれるので、エアオイルを確実に軸受に供給できる。内輪の斜面部の傾斜角度を、上記吐出孔から吐出されたエアオイル中の上記斜面部に付着した潤滑油が、内輪の回転による遠心力とオイルの表面張力によって上記転走面へ流れる角度とした場合は、低騒音化と共に、高速運転時における軸受内部への潤滑油供給の確実を図ることができる。これにより、軸受の耐焼き性が向上し、より一層高速までの使用が可能になる。

【図面の簡単な説明】

【図1】(A)はこの発明の第1の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造の断面図、(B)はその部分拡大図である。

【図2】同エアオイル潤滑構造を採用したスピンドル装置の断面図である。

【図3】提案例によるエアオイル潤滑構造で軸受を運転した場合の外輪温度の変化を示すグラフである。

10

\*【図4】上記実施形態によるエアオイル潤滑構造で運転した場合の外輪温度の変化を示したグラフである。

【図5】この発明の他の実施形態にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造の断面図である。

【図6】この発明のさらに他の実施形態にかかるエアオイル潤滑構造を採用したスピンドル装置の断面図である。

【図7】同スピンドル装置の部分拡大図である。

【図8】提案例にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造を採用したスピンドル装置の断面図である。

【図9】同スピンドル装置の部分拡大図である。

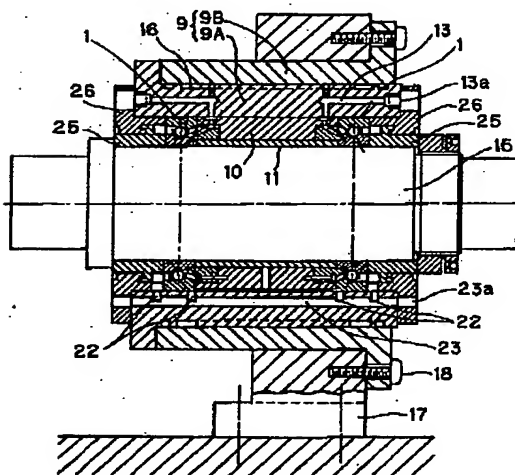
【図10】従来例の断面図である。

【図11】(A)は他の提案例にかかる転がり軸受のエアオイル潤滑構造の断面図、(B)はその部分拡大図である。

【符号の説明】

- 1…転がり軸受
- 2…内輪
- 2a…転走面
- 2b…斜面部
- 3…外輪
- 4…転動体
- 5…保持器
- 6, 6A…ノズル部材
- 7…円周溝
- 8…吐出孔
- 8a…吐出口
- 9…ハウジング
- 10, 10A…外輪間座
- 13…エアオイル供給路

【図2】



【図3】

運転条件

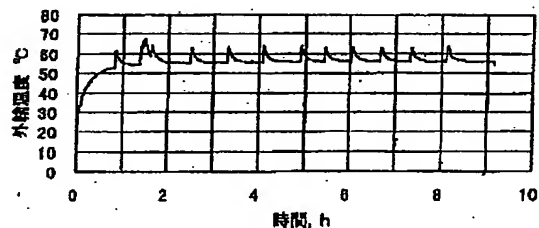
軸受内径  $\phi 100 \times \phi 150 \times$  幅 24

回転数  $\rightarrow 21000 \text{ rpm}$  (dn 値 210 万)

軸受負荷  $\rightarrow 2.5 \text{ kN}$  (定圧)

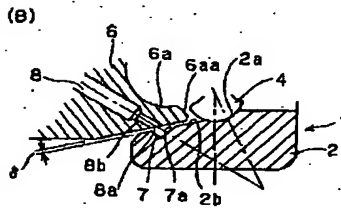
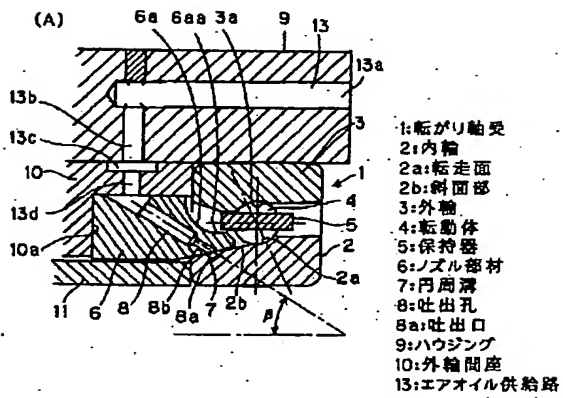
174 係供給油量  $\rightarrow 0.03 \text{ cc/min}$  配欠 (VG32 相当油使用)

エア量  $\rightarrow 12.5 \text{ Nl/min}$

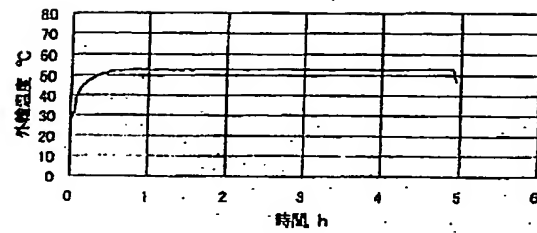




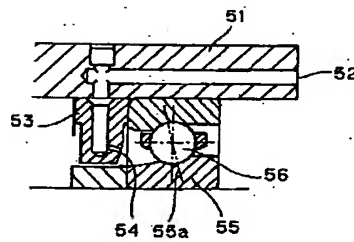
【図1】



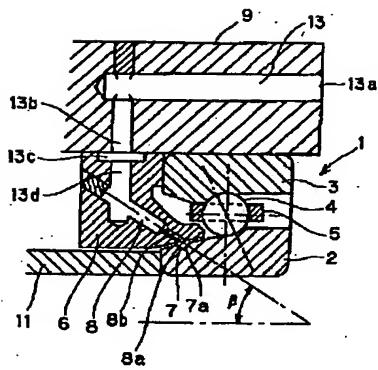
【図4】



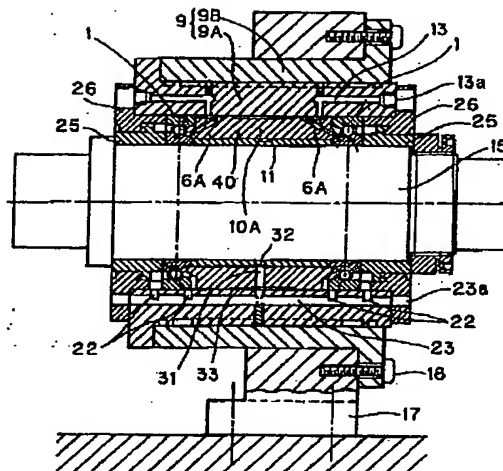
【図10】



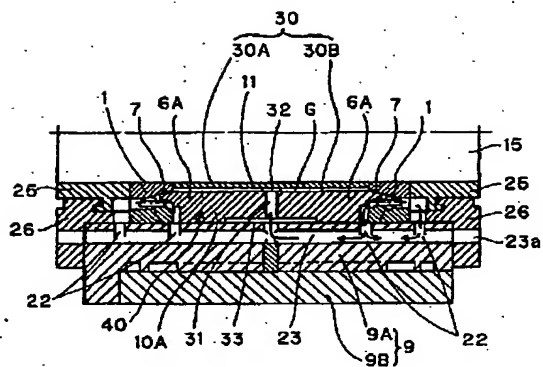
【図5】



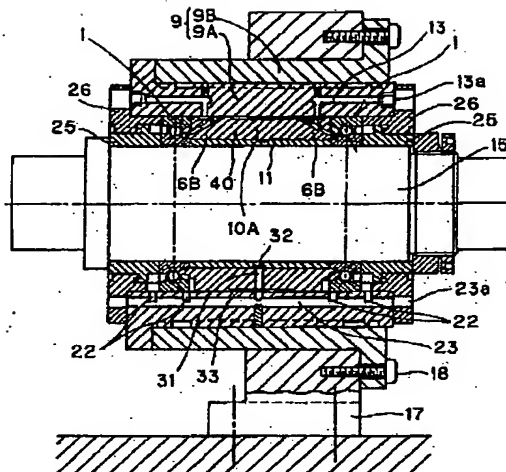
【図6】



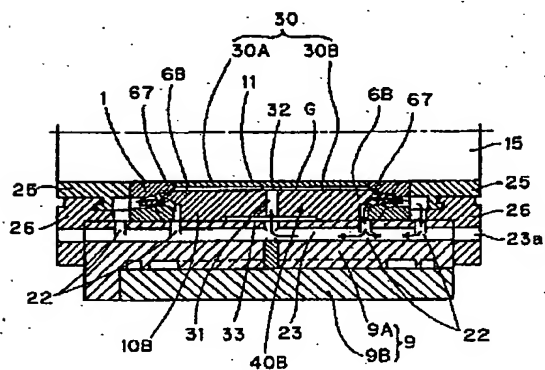
【図7】



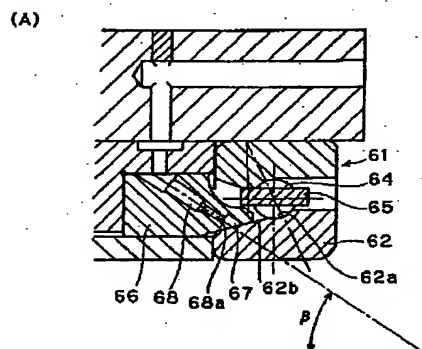
【図8】



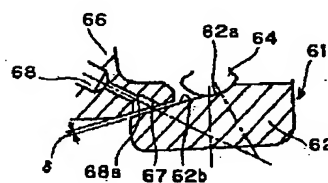
【図9】



【図11】



(B)



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☒ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☒ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☒ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☒ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

This Page Blank (uspto)

This Page Blank (uspto)